

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公表特許公報 (A)

(11) 特許出願公表番号

特表2002-517354

(P2002-517354A)

(43) 公表日 平成14年6月18日 (2002.6.18)

(51) Int.Cl.<sup>3</sup>  
B 6 0 T 8/48

識別記号

P I  
B 6 0 T 8/48

フリーワード (参考)  
3 D 0 4 6

審査請求 未請求 予備審査請求 未請求 (全 23 頁)

(21) 出願番号 特願2000-553316 (P2000-553316)  
(86) (22) 出願日 平成11年3月27日 (1999.3.27)  
(85) 翻訳文提出日 平成12年2月2日 (2000.2.2)  
(86) 国際出願番号 PCT/DE 99/00939  
(87) 国際公開番号 WO 99/64283  
(87) 国際公開日 平成11年12月16日 (1999.12.16)  
(31) 優先権主張番号 198 25 114.9  
(32) 優先日 平成10年6月5日 (1998.6.5)  
(33) 優先権主張国 ドイツ (DE)  
(81) 指定国 EP (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE), JP, KR, US

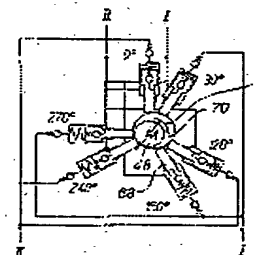
(71) 出願人 ローベルト ボツシュ ゲゼルシャフト  
ミット ベシュレンクテル ハフツング  
ROBERT BOSCH GMBH  
ドイツ連邦共和国 シュツツガルト  
(番地なし)  
(72) 発明者 カール-ハインツ ヴィルマン  
ドイツ連邦共和国 フライベルグ アーン  
トシュトラッセ 45  
(72) 発明者 ディートマー バウマン  
ドイツ連邦共和国 メークリンゲン ケー  
ニッヒスベルガー シュトラッセ 20  
(74) 代理人 弁理士 矢野 敏雄 (外4名)

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 液圧式の車両ブレーキ装置

(57) 【要約】

本発明は、ピストンポンプにより電子液圧式にブレーキ力を増強する液圧式の車両ブレーキ装置に関する。マルチピストンポンプの吸込側で圧力脈動を減少するため、本発明によれば、マルチピストンポンプは例えば作動ピストン (68) を備えたシックス・ピストンポンプとして構成されていて、前記作動ピストンは、交互に30°及び90°だけ互いに位相をずらされて駆動される。作動ピストンの駆動の位相差は、吸込流量が一定の位相差を有するように、選ばれていて、これによりマルチピストンポンプの全吸込流量は振幅の減少した圧力脈動を有し、これによって、マスタブレーキシリンダに対する反作用が減少される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 液圧式の車両ブレーキ装置であって、マスタブレーキシリンダ(12)と、車輪ブレーキシリンダ(12)と、偶数の差動ピストン(68)を有するマルチピストンポンプ(42)とを有しており、該マルチピストンポンプ(42)の吸込側にマスタブレーキシリンダ(12)が、かつマルチピストンポンプ(42)の送出側に車輪ブレーキシリンダが、接続されている形式のものにおいて、

マルチピストンポンプ(42)の差動ピストン(68)の駆動が、位相差が生じるようにずらしてしかも逆位相ではないように行われるようになっていることを特徴としている液圧式の車両ブレーキ装置。

【請求項2】 差動ピストン(68)の駆動が、ほぼ $\pi$ を差動ピストンの数で割った位相差でまたは該位相差の整数倍の位相差で行われるが、 $\pi$ の位相差では行われず、請求項1記載の液圧式の車両ブレーキ装置。

【請求項3】 車両ブレーキ装置(10)が、少なくとも2つの差動ピストン(68)を有するマルチピストンポンプ(42)を備えた1回路式ブレーキ装置である、請求項1または2記載の液圧式の車両ブレーキ装置。

【請求項4】 車両ブレーキ装置(10)が、各ブレーキ回路(I, II)のために少なくとも1つの差動ピストン(68)を有するマルチピストンポンプ(42)を備えたマルチ回路式ブレーキ装置である、請求項1または2記載の液圧式の車両ブレーキ装置。

【請求項5】 ブレーキ回路(I, II)が圧力均衡装置(16)を有している、請求項4記載の液圧式の車両ブレーキ装置。

【請求項6】 ブレーキ回路(I, II)がマルチ回路式マスタブレーキシリンダ(12)に接続されており、該マスタブレーキシリンダ(12)が少なくとも1つの浮動ピストン(16)を有している、請求項4記載の液圧式の車両ブレーキ装置。

【請求項7】 差動ピストン(68)が、圧送行程時に、戻し行程時とほぼ同じ吸込量を有している、請求項1から6までのいずれか1項記載の液圧式の車両ブレーキ装置。

【請求項8】 マルチピストンポンプ(42)の連続する差動ピストン(68)が、それぞれ異なるブレーキ回路(I, II)に接続されている、請求項4記載の液圧式の車両ブレーキ装置。

【請求項9】 車両ブレーキ装置(10)が、切換弁(28)を有しており、該切換弁(10)を介してマルチピストンポンプ(42)の送出側にマスタブレーキシリンダ(12)が接続されている、請求項1から8までのいずれか1項記載の液圧式の車両ブレーキ装置。

【請求項10】 車両ブレーキ装置(10)が、吸込弁(54)を有しており、該吸込弁(54)がマルチピストンポンプ(42)の吸込側とマスタブレーキシリンダ(12)との間に接続されている、請求項1から9までのいずれか1項記載の液圧式の車両ブレーキ装置。

【請求項11】 車両ブレーキ装置(10)が、ブレーキ圧調整弁装置(34, 38)を有している、請求項1から10までのいずれか1項記載の液圧式の車両ブレーキ装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

## 従来技術

本発明は、請求項1の上位概念部に記載した形式の液圧式の車両ブレーキ装置に関するものである。

## 【0002】

このような形式の液圧式の車両ブレーキ装置は、ドイツ連邦共和国特許出願公開第19501760号明細書に基づき公知である。このような公知の車両ブレーキ装置は、マスタブレーキシリンダと、複数の車輪ブレーキシリンダと、液圧ポンプとを有しており、この液圧ポンプによってブレーキ液が、マスタブレーキシリンダから車輪ブレーキシリンダに圧送可能である。液圧ポンプは、液圧式のブレーキブースタのために機能する。この液圧ポンプは同様にアンチロックコントロール、トラクションコントロール、ビークルダイナミクスコントロールを行うためにも使用可能であり、この場合車輪ブレーキシリンダ内を減圧するために、弁を介して液圧ポンプの吸入側が車輪ブレーキシリンダに、かつ液圧ポンプの送出側がマスタブレーキシリンダに接続可能になっている。通常このような車両ブレーキ装置の液圧ポンプは、対向配置された向かい合って位置するピストンを有するツートン・ピストンポンプとして構成されており、これらのピストンは、2つのピストンの間に配置された共通の偏心体によって駆動される。2つのピストンは、逆位相で作業する、つまり2つのピストンの一方が圧送行程を行っている間、もう一方のピストンは戻し行程を行っているということである。圧送行程とは、ピストンがピストンポンプのシリンダ内における押しのけ室の容積を縮小し、これによりピストンポンプから液体が押し出されることを意味している。戻し行程で、押しのけ室の容積が再び拡大される。この行程はまた吸込行程とも呼ばれる。ピストンポンプは、振動する作業形式に基づいて、振動する吸込流量を有しており、吸込側で圧力脈動を引き起こす。この圧力脈動はマスタブレーキシリンダに反作用し、フットブレーキペダルにおいて不快に感じられかつ著しい可聴騒音を生じさせる。これらは、液圧ポンプが液圧式のブレーキブースタのために使用される場合、つまり液圧ポンプが各制動時に作動される場合に特に望ましくな

い。しかしまた、異常な車両状況においてのみアクティブ化されるアンチロックコントロール、トラクションコントロール、ビークルダイナミクスコントロールを行う際にも、圧力脈動を減少させることが少なくとも望ましい。ピストンポンプのピストンを差動ピストンとして形成することもまた公知である。この差動ピストンは圧送行程中だけでなく戻り行程中にもブレーキ液を吸い込むことができ有利である。差動ピストンは、通常のピストンと比べて、より減少した振幅と2倍のサイクル数を有する、より一定の吸入流量が得られるという利点を有している。

#### 【0003】

##### 発明の利点

請求項1の特徴部に記載の構成を有する本発明による液圧式の車両ブレーキ装置は、偶数の差動ピストンを備えたマルチピストンポンプを有している。差動ピストンポンプは位相差（位相のずれ）が生じるようにずらして配置されしかし逆位相ではないように、すなわち位相角が $\pi$ ではないように駆動される。本発明による車両ブレーキ装置の差動ピストンは順次死点に到達する。つまり、差動ピストンの、マスタブレーキシリンダからのブレーキ液の吸込は時間的にずらして行われ、この場合、種々異なる差動ピストンの吸込流量は部分的に重なり合う。これによりマルチピストンポンプの全吸込流量、つまり全ての差動ピストンの吸込流量の合計がより一定であり、個々の吸込流量が互いに重畳し、総吸込流量が所定の平均値からわずかな振幅で変動するので有利である。マスタブレーキシリンダに反作用する、ピストンポンプの吸入側における圧力脈動の大きさが減少されている。この場合、吸込側からみて、連続する差動ピストンが順次上死点に到達し、次いで順次下死点に到達するのか、それとも連続する差動ピストンの先行する差動ピストンが上死点にかつ後続の差動ピストンが下死点に又は先行する差動ピストンが下死点にかつ後続の差動ピストンが上死点に到達するかは重要ではない。いずれにしろ、これは圧送行程および戻り行程の際の吸込流量がほぼ同じである場合に有効である。4つまたはそれ以上の偶数の差動ピストンを備えたマルチピストンポンプにおいて連続する差動ピストンは互い違いに上死点に到達しかつこれに続く差動ピストンが下死点に到達すると、送出側のために流量の均衡作用が得られる。

## 【0004】

本発明は、特に電子液圧式のブレーキブースタを有する液圧式の車両ブレーキ装置、つまりマスタブレーキシリンダ内で形成されるブレーキ圧がマルチピストンポンプによって高められる車両ブレーキ装置のために、または、ブレーキ圧が故障時にのみマスタブレーキシリンダによって、正常時はマスタブレーキシリンダによってではなくマルチピストンポンプによってのみ生ぜしめられる電子液圧式の車両ブレーキ装置のために構成されている。なぜならばこれらの車両ブレーキ装置では、マルチピストンポンプが制動時ごとに操作されかつマスタブレーキシリンダへの反作用を感知できるからである。しかも本発明は、例えばアンチロックコントロール、トラクションコントロールまたはビークルダイナミクスコントロールのために液圧ポンプを備えた別の液圧式の車両ブレーキ装置のためにも、このような車両ブレーキ装置において車輪にスリップが生じない通常の制動時にマルチピストンポンプが作動されずしかもアンチロックコントロール、トラクションコントロールまたはビークルダイナミクスコントロール操作を行う場合にのみ例外的に発明の利点が得られるとしても、有利に適用される。

## 【0005】

本発明におけるマルチピストンポンプとは、例えば電子的または機械的に例えば歯車を介して互いに同期化されている互いに依存しない複数のピストンポンプを意味している。またマルチピストンポンプは2回路式車両ブレーキ装置の2つのブレーキ回路のための、例えば互いに同期化された2つのピストンポンプであってもよい。構造形態としては、例えば共通の偏心体を中心とした差動ピストンの星形配置、または相前後した複数の星形配置、位相差が生じるようにずらして同期的に駆動するための偏心軸、カム軸、またはクランク軸を有する差動ピストンの列型配置、V字配置、対向配置が考えられる。

## 【0006】

請求項2以下には、有利な構成、別の実施形態が示されている。

## 【0007】

マルチピストンポンプの差動ピストンは、請求項2に記載の手段に基づき、ほぼ $\pi$ を差動ピストンの数で割った位相差でまたは該位相差の整数倍の位相差を有

し、 $\pi$ の位相差を有していない。この位相差が逆位相であると常に、差動ピストンの1つで圧送行程が行われると同時に前記ピストンとは逆位相のピストンで戻し行程が行われてしまい、これにより逆位相となる2つのピストンは、圧送行程中だけでなく戻し行程中にもブレーキ液を吸い込むので、ブレーキ液を同時に吸い込むことになる。吸込流量が重畳されることによって脈動が減少されるどころか、逆に増加しひいては脈動は強くなる。差動ピストンの数で割られた $\pi$ である位相差によって、差動ピストンの吸込流量の均等な時間的な分配が得られる。この位相差のずれは、例えばポンプケーシング内における差動ピストンの空間的に節約された取り付けの理由からも有利である。

#### 【0008】

請求項3に記載の構成に基づき、本発明による車両ブレーキ装置は、1つのブレーキ回路を負荷する少なくとも2つの差動ピストンを有するマルチピストンポンプを備えた1回路式ブレーキ装置として構成されてよい。

#### 【0009】

請求項4に記載の構成に基づき、本発明による車両ブレーキ装置は、各ブレーキ回路用に少なくとも1つ設けられた差動ピストンを有するマルチ回路式ブレーキ装置、例えば2回路式ブレーキ装置として形成することもまた可能である。

#### 【0010】

各ブレーキ回路におけるマルチピストンポンプの吸込側で発生する圧力脈動は、共通のマスクブレーキシリンダで補償される。有利にはブレーキ回路（請求項5）の間の少なくとも部分的な圧力補償が、例えば浮動ピストンを有するマスクブレーキシリンダによって行われる（請求項6）。

#### 【0011】

請求項7に記載の構成に基づき、差動ピストンは圧送行程時に、戻し行程時とほぼ同じ吸込量（吸込容積）を有しており、つまり差動ピストンはピストン段部に基づき先細りした一方の端部に、他方の端部の約半分の大きさの横断面を有している。

#### 【0012】

実施例の説明

図1に示した本発明による液圧式の車両ブレーキ装置10は、互いに依存しない2つのブレーキ回路I、IIを有する2回路式ブレーキ装置として形成されている。これらのブレーキ回路I、IIは2回路式マスタブレーキシリンダ12に接続されており、この2回路式のマスタブレーキシリンダ12は自体公知の形式でロッドピストン14および浮動ピストン16を有している（図面において破線で図示）。ロッドピストン14はフットブレーキペダル18によって直接操作され、浮動ピストン16はピストンロッド14によって発生する圧力で負荷される。これにより浮動ピストン16は、第1のブレーキ回路I同様に第2のブレーキ回路IIにもブレーキ圧を発生させる。さらにマスタブレーキシリンダ12は、ブレーキ液リザーブタンク20を有している。

#### 【0013】

両ブレーキ回路I、IIは同様の形式で構成されかつ機能する。両ブレーキ回路I、IIは、以後、図1で右側に図示したブレーキ回路Iに基づき説明する。マスタブレーキシリンダ12からマスタブレーキ管路22が、ブレーキ回路Iに接続された2つの車輪ブレーキシリンダ24、26に通じている。このマスタブレーキ管路22内には、切換弁28が配置されている。この切換弁28は、基本位置で開放される2ポート2位置方向切換・比例電磁弁として形成されている。切換弁28内には差圧弁30が組み込まれており、この差圧弁30は車輪ブレーキシリンダ24、26の過圧を制限する。車輪ブレーキシリンダ24、26に向かう方向で貫流可能な逆止弁32は、切換弁28に並列接続されている。

#### 【0014】

切換弁28の車輪ブレーキシリンダ側で、マスタブレーキ管路22は2つの車輪ブレーキシリンダ24、26に向かって分岐する。各車輪ブレーキシリンダ24、26は、マスタブレーキシリンダ12の方向に貫流可能な逆止弁36に並列接続されているブレーキ圧増圧弁34を介して切換弁28に、かつこの切換弁28を介してマスタブレーキシリンダ12に接続されている。さらに各車輪ブレーキシリンダ24、26に各1つのブレーキ圧減圧弁38が対応配置されており、これらのブレーキ圧減圧弁38から、共通の戻し管路40が液圧ポンプ42の吸込側に通じている。ブレーキ圧増圧弁34およびブレーキ圧減圧弁38は、対応



配置された車輪ブレーキシリンダ24、26のブレーキ圧調整弁装置を形成する。ブレーキ圧増圧弁34およびブレーキ圧減圧弁38は2ポート2位置方向切換・電磁弁であり、ブレーキ圧増圧弁34は基本位置で開放されていて、ブレーキ圧減圧弁38は基本位置で閉鎖されている。

#### 【0015】

戻し管路40には、液圧アキュムレータ44が接続されており、液圧ポンプ42に向かう方向で貫流可能な逆止弁46が、液圧ポンプ42の吸込側で戻し管路40に配置されている。両ブレーキ回路I、IIの液圧ポンプ42は、回転数制御可能な共通の電子式ポンプモータ48によって駆動される。

#### 【0016】

液圧ポンプ42の送出側から、戻し管路40がマスタブレーキ管路22に通じており、このマスタブレーキ管路22内に、戻し管路40が切換弁28とブレーキ圧増圧弁34との間で開口している。この戻し管路40内では液圧ポンプ42の送出側にダンパチャンバ50が配置されている。

#### 【0017】

マスタブレーキシリンダ12と切換弁28との間で、吸込管路52がマスタブレーキ管路22から分岐し、この吸込管路52に戻し圧送用の液圧ポンプ42の吸込側が接続されている。吸込管路52に吸込弁54が配置されており、この吸込弁54は基本位置において閉鎖されている2ポート2位置方向切換・電磁弁として形成されている。

#### 【0018】

制動制御のために本発明の車両ブレーキ装置10は電子的な制御装置56を有しており、この制御装置56はポンプモータ48と電磁弁28、34、38、54とを制御する。この車両ブレーキ装置10は、電子液圧式のブレーキブースタを有している。フットブレーキペダル18および／またはマスタブレーキシリンダ12は、車輪ブレーキシリンダ24、26内に発生させるべき車輪ブレーキ圧のためのブレーキ圧目標値信号発生器として機能する。ブレーキ圧目標値は、フットブレーキペダル18が踏み込まれた分の行程または角度を測定するペダルストロークセンサ58、またはブレーキペダル18が踏み込まれるペダル力を測定

するペダル力センサ60、または、マスタブレーキシリンダ12のチャンバの1つ内のブレーキ液圧を測定する、マスタブレーキシリンダ12に接続されているブレーキ圧センサ62を用いて測定される。本発明ではこれらのセンサ58、60、62のうち1つだけが必要である。センサ58、60、62の信号は電子的な制御装置56に送信され、この制御装置56はフットブレーキペダル18の操作時に切換弁28を閉鎖し、吸込弁54を開放しかつ液圧ポンプ42を作動させる。この液圧ポンプ42は、開放された吸込弁54を介してブレーキ液をマスタブレーキシリンダ12から吸入し、開放されたブレーキ圧増圧弁34を介して車輪ブレーキシリンダ24、26内にブレーキ液を圧送する。車輪ブレーキ圧は圧力センサ64によって測定され、この圧力センサ64は、ブレーキ圧増圧弁34と切換弁28との間でマスタブレーキ管路22に接続されている。ブレーキペダル操作に依存した値にまで車輪ブレーキ圧を調整/増圧することは、一方でポンプモータ48の回転数を介して行われる。他方、車輪ブレーキ圧は切換弁28、ブレーキ圧増圧弁34、ブレーキ圧減圧弁38および吸込弁54を介しても制御可能または調整可能である。

#### 【0019】

さらに本発明による車両ブレーキ装置10は、アンチロックブレーキ装置、トラクションコントロール装置、ビークルダイナミクスコントロール装置を有している。アンチロックブレーキ装置およびトラクションコントロール装置のために、各制動可能な車輪にそれぞれ1つの車輪回転センサ65が対応配置されており、これらの車輪回転センサ65は、計測結果信号を電子的な制御装置56に送信する。ビークルダイナミクスコントロールを行うために車両ブレーキ装置10はジャイロスコープ66を有しており、このジャイロスコープ66は、車両のヨー軸を中心とした車両の回転速度を測定し、信号を電子的な制御装置56に送信する。トラクションコントロールおよびビークルダイナミクスコントロールを行うために、切換弁28が閉鎖され、吸込弁54が開放されかつ液圧ポンプ42が作動される。車輪ブレーキ圧の調整は、各車輪ブレーキシリンダ24、26ごとに自体公知の形式で、ブレーキ圧増圧弁34およびブレーキ圧減圧弁38を用いたブレーキ圧調節によって行われる。

## 【0020】

2つのブレーキ回路I, IIの両液压ポンプ42と共通のポンプモータ48とを有するポンプユニットが、図2において概略的にかつ簡単に示してある。このポンプユニットは2つの差動ピストン68を有するツートンポンプ42であって、2つの差動ピストン68は、ポンプモータ48を用いて駆動可能である偏心部材70によって駆動される。各ブレーキ回路I, IIに差動ピストン68が対応配置されており、差動ピストン68はシリンダ72とともに各ブレーキ回路I, IIの液压ポンプ42を形成する。

## 【0021】

差動ピストン68を有する液压ポンプ42は、例えばドイツ連邦共和国特許出願公開第4407978号明細書によって公知であり、差動ピストンポンプの可能な構造および機能の点に関して参照される。差動ピストン68の、液压ポンプ42の押しのけ室74に面する側の端部は、偏心部材70に面する側より大きな直径でシリンダ72内でガイドされている。差動ピストンポンプ68によってシリンダ72内に環状室76が形成されており、この環状室76を通して液压ポンプ42はブレーキ液を吸入する。インレット弁78はピストン68内に組み込まれており、アウトレット弁80は押しのけ室74に接続されている。インレット弁78およびアウトレット弁80は逆止弁として形成されている。

## 【0022】

ピストン行程（ピストンストローク） $s$ およびピストン速度 $v$ は、偏心部材70の回転角度 $\phi$ に関連して図3の（a）に示されており、この場合、差動ピストン68は $\phi=0$ および $\phi=2\pi$ の場合に下死点（UT）、つまりシリンダ72から最も突出した位置にあり、 $\phi=\pi$ である回転角度では、上死点（OT）、つまりシリンダ72内に最も突入した位置にある。

## 【0023】

差動ピストン68の往復ストローク運動によって、脈動するブレーキ液・圧送流量 $V_{\dots}$ 。（図3の（b））が液压ポンプ42の送出側で得られる。このブレーキ液・圧送流量 $V_{\dots}$ は、差動ピストン68の下死点（ $\phi=0$ ）から上死点（ $\phi=\pi$ ）への圧送行程中、ピストン速度 $v$ と同様に正弦状に延びている。上死

点 ( $\phi = \pi$ ) から下死点 ( $\phi = 2\pi$ ) への戻し行程中には、液圧ポンプ42の送出側でのブレーキ液・圧送流量は零である。

#### 【0024】

図3の(c)に示したように、吸込側では別のブレーキ液・流量 $V_{11}$ の曲線が得られる。下死点から上死点への圧送行程の間は、差動ピストン68内に組み込まれているインレット弁78は閉鎖されており、液圧ポンプ42の吸込側に設けられた環状室76は押しのけ室74から隔てられている。差動ピストン68がシリンダ72内に摺動することによって環状室76は拡大し、液圧ポンプ42がブレーキ液を吸い込む。上死点から下死点への戻し行程時には、環状室76の容量は減少するが、同時に押しのけ室74の容量は増大する。押しのけ室74の横断面積は、環状室76の横断面積よりも大きいので、総合的に容量は差動ピストン68の戻し行程中にも増大し、これにより液圧ポンプ42は戻し行程中にも、目下開かれているインレット弁78によってブレーキ液を押しのけ室74に吸入する。全体的に、圧送行程中および戻し行程中に図3の(c)に示したブレーキ液・吸込流量曲線が得られる。ブレーキ液・吸込流量は差動ピストン68の各死点においてのみ零であり、各死点の間のピストン運動中において常にブレーキ液は吸入される。戻し行程に対する圧送行程中の吸込流量の振幅は、差動ピストン68の、直径の大きい方の端部の横断面積と、直径の小さい方の端部の横断面積とに関連している。有利には差動ピストン68の、直径の小さい方の端部の横断面積は、直径の大きい方の端部の横断面積の半分の大きさであり、従って環状室76の横断面積は押しのけ室74の横断面積の半分の大きさであり、これにより圧送行程中の吸込流量は、戻し行程中の吸込流量と同じになる。偏心部材70が完全に1回転する間に吸入される全吸入流量は、全流出流量と同じである。図3の(a)～(d)に示した線図では1を基準値とし、これによりこれらの線図を概略的に理解することができ、提供された大きさの実際の曲線および値が必ずしも再現されているわけではない。これらの線図は、本発明の理解の助成のためのみに使用される。

#### 【0025】

図2に示したツー・ピストンポンプの2つの差動ピストン68は、 $\Delta\phi = \pi /$

2の位相差で駆動される。この位相差のために、差動ピストン68は、図2に示したように $90^\circ$ のV字配置で取り付けなければならないわけではなく、差動ピストン68が例えば列型配置で設けられかつ互いに $90^\circ$ ずらして配置された2つの偏心部材によって駆動されてもよい（図示せず）。2つの差動ピストン68の吸込流量 $V_{11}$ 、 $V_{12}$ は、互いに $\pi/2$ だけずらされおり、これにより図3の(d)に示した曲線が得られる。2つの吸込流量の和 $V_{11}+V_{12}$ は、著しく減少された振幅を有する平均値の高められた圧力脈動となる。マスタブレーキシリンダ12の浮動ピストン16はブレーキ回路I、IIの間で圧力均衡作用をもたらすので、フットブレーキペダル18への反作用は2つの差動ピストン68の駆動の $\pi/2$ の位相差によって著しく減少される。

#### 【0026】

図4には、星形に配置された差動ピストン68を有するシックス・ピストンポンプが示されており、このシックス・ピストンポンプは、本発明による車両ブレーキ装置10の変化実施例として、図2に示したツー・ピストンポンプの代わり に設けられている。図4に示したシックス・ピストンポンプは原理的に、図2に示したツー・ピストンポンプと同様に構成されており、その限りでは図2の構成を参照し、同様の部材には同じ部材番号を使用した。6つの差動ピストン68は、ポンプモータ48によって回転駆動可能な偏心部材70を中心に星形に配置されており、この場合これらの差動ピストン68は、 $0^\circ$ 、 $30^\circ$ 、 $120^\circ$ 、 $150^\circ$ 、 $240^\circ$ 、 $270^\circ$ の角度で配置されている。つまり差動ピストン68は交互に $30^\circ$ と $90^\circ$ の位相差を有している。互いに $120^\circ$ ずらして配置された3つの差動ピストン68は、互いに液力式に並列接続されてブレーキ回路Iに対応配置されており、ブレーキ回路Iの液圧ポンプ42を形成する。同様に互いに $120^\circ$ ずらして配置されている別の3つの差動ピストン68は、前述した3つの差動ピストンに対して $30^\circ$ ずつずらされていて、同様に互いに液力式に並列接続されてブレーキ回路IIの液圧ポンプ42を形成する。従って図4に示したシックス・ピストンポンプは、2つの液圧ポンプ42を有しており、この場合、一方の液圧ポンプ42の3つの差動ピストン68は互いに $120^\circ$ ずらされていて、かつ別の液圧ポンプ42の差動ピストン68に対して $30^\circ$ ずつずらさ

れている。

### 【0027】

6つの差動ピストン68の $30^\circ$ と $90^\circ$ の位相差によって、原理的には図2に示したツー・ピストンポンプと同様の、差動ピストン68の吸込側における圧力脈動の補償作用が得られ、全吸込流量、つまり6つ全ての吸込流量の合計は、互いに均等に $60^\circ$ ずつずらされた差動ピストンを備えたシックス・ピストンポンプにおける変動振幅よりも著しく減少された変動振幅を有している。6つの吸込流量の曲線はここでは図示していない。なぜならば6つのブレーキ液流量を図示した場合、非常にわかりにくくなるからである。差動ピストン68を交互に $30^\circ$ と $90^\circ$ ずつずらして配置して使用することによって、各吸込流量は、均等に $30^\circ$ の位相差でずらされる。差動ピストン68の均等に各 $60^\circ$ ずつずらして配置した場合には、互いに向かい合う差動ピストン68の吸込流量は、互いに位相差なく同相になり、結果として $120^\circ$ の位相差と、図4に示したシックス・ピストンポンプの6つの吸込流量の2倍の振幅とを有する、3つの吸込流量が生ぜしめられる。

### 【図面の簡単な説明】

#### 【図1】

本発明による車両ブレーキ装置の液圧回路図である。

#### 【図2】

図1に示した車両ブレーキ装置のツー・ピストンポンプの概略図である。

#### 【図3】

図2に示したツー・ピストンポンプのための行程、速度および流量線図である。

#### 【図4】

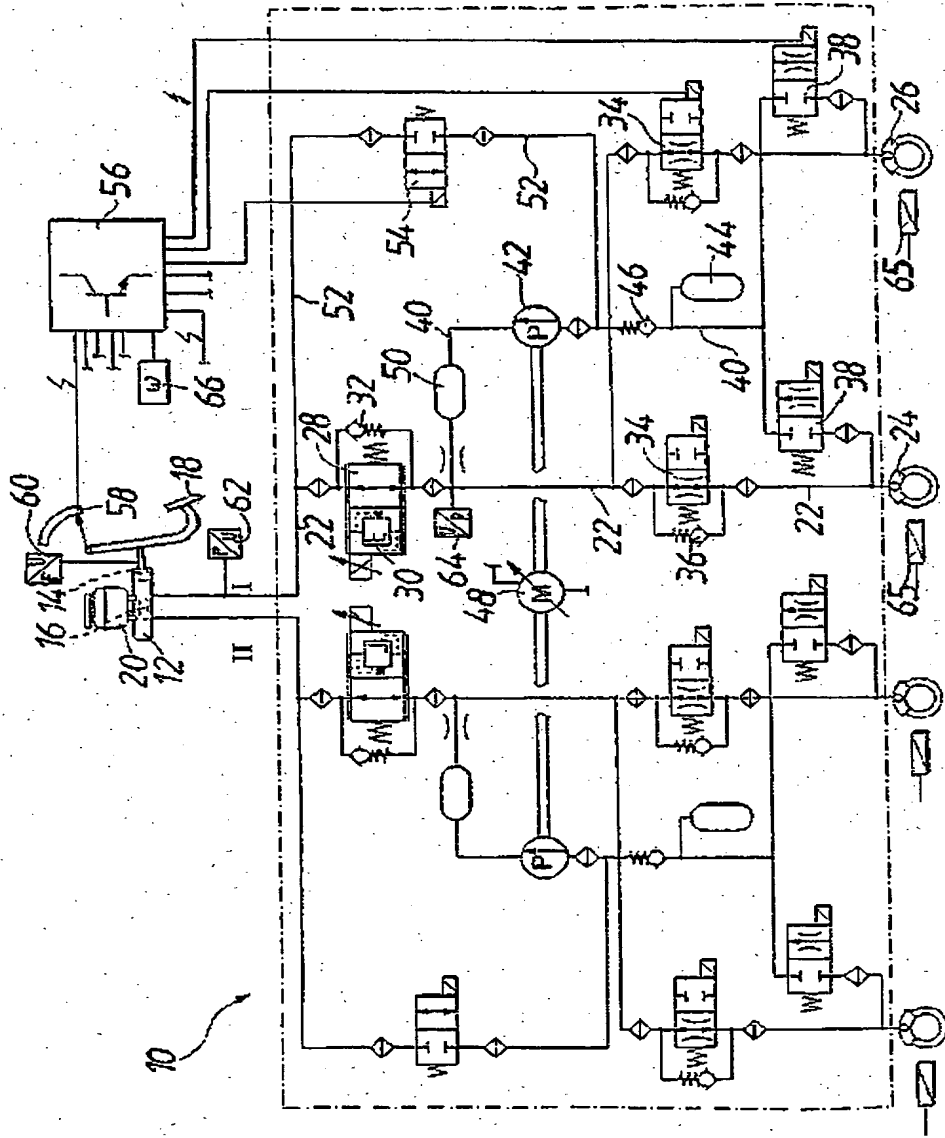
図1に示した車両ブレーキ装置のシックス・ピストンポンプの概略図である。

### 【符号の説明】

10 車両ブレーキ装置、 12 2回路式マスタブレーキシリンダ、 14  
ロッドピストン、 16 浮動ピストン、 18 フットブレーキペダル、  
20 ブレーキ液リザーブタンク、 22 マスタブレーキ管路、 24、26

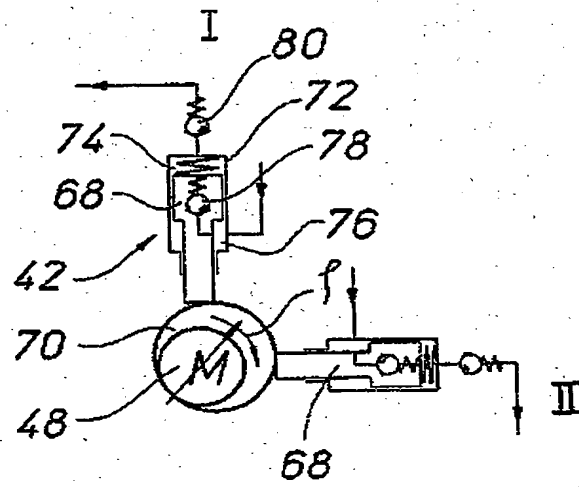
車輪ブレーキシリンダ、 28 切換弁、 30 差圧弁、 32 逆止弁、  
34 ブレーキ圧増圧弁、 36 逆止弁、 38 ブレーキ圧減圧弁、 4  
0 戻し管路、 42 液圧ポンプ、 44 液圧リザーバ、 46 逆止弁、  
48 電子式ポンプモータ、 50 ダンパチャンバ、 52 吸込管路、  
54 吸込弁、 56 制御装置、 58 ペダル間隔センサ、 60 ペダル  
力センサ、 62 ブレーキ圧センサ、 64 圧力センサ、 65 車輪回転  
センサ、 66 ジャイロスコープ、 68 差動ピストン、 70 偏心部材  
、 72 シリンダ、 74 押しのけ室 76 環状室、 78 インレット  
弁、 80 アウトレット弁

【图 1】

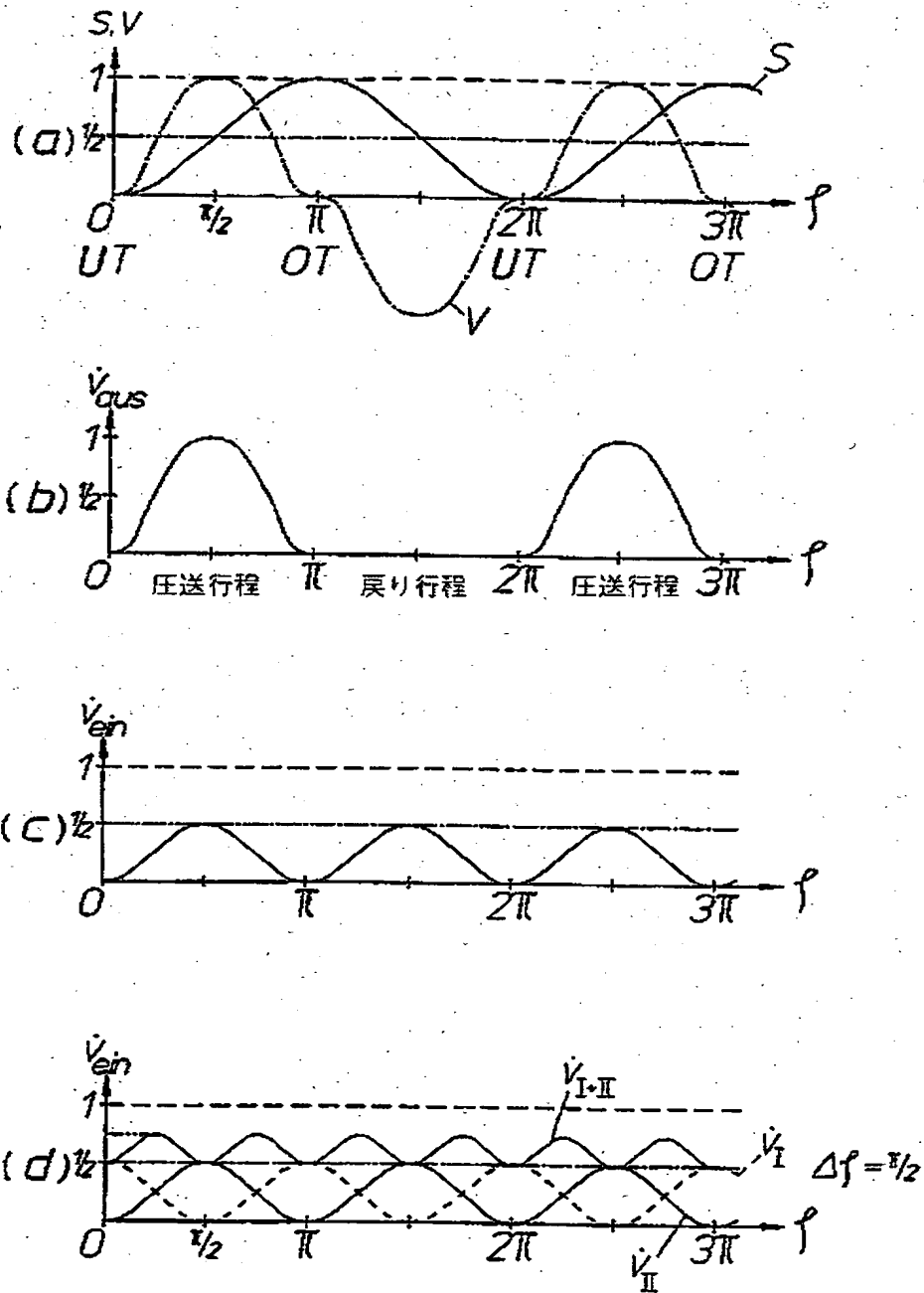




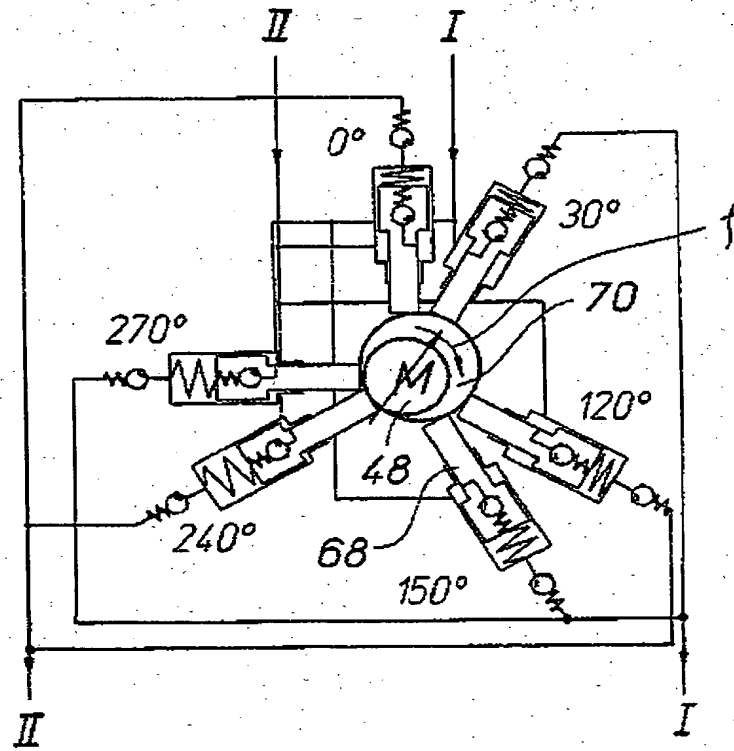
【図2】



【図3】



【図4】



## 【国際調査報告】

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER IPC 6 B60T 40		International Application No. PCT/DE 99/00939
According to International Patent Classification (IPC) or its further subdivision and IPC		
D. FIELD OF SEARCHED Minimum documentation searched: classification system followed by classification symbols IPC 6 B60T F04B		
Documentation searched other than minimum documentation: the extent to which such documents are included in the field searched		
Specific data base consulted during the international search: name of data base and, where practical, search terms used		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	DE 195 01 760 A (BOSCH GMBH ROBERT) 25 July 1996 (1996-07-25) cited in the application column 1, line 52 - column 3, line 18; figure 1	1,2,4-11
Y	US 5 529 466 A (TACKETT MENDELL D) 25 June 1996 (1996-06-25) column 3, line 7 - line 23 column 3, line 61 - column 4, line 39 column 5, line 63 - column 6, line 21; figures 6, 10	1,2,4-11
A	US 5 435 637 A (HARADA TOMOO ET AL) 25 July 1995 (1995-07-25) column 5, line 23 - line 44; figures 1, 3 -/-	1,3
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the examination phase C		
<input checked="" type="checkbox"/> Patent family members are listed in annex.		
* Special categorization of cited documents: "A" document defining the physical state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the prior art date of an invention or other specific technical features "U" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "V" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "I" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application not cited to anticipate the principle or theory underlying the invention "X" document or particular information: the claimed invention cannot be considered novel or should be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document or particular information: the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is considered with one or more other such documents, such combination being closest to a person skilled in the art "Z" document member of the same patent family		
Date of the latest completion of the international search 20 August 1999		Date of closing of the international search report 02/09/1999
Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P.O. Box 5516, München 2 D-85250 München Tel: (49) 89 359 330-2200, Telex: 524 651 esp d, Fax: (49) 89 359 330-3016		Authorized officer Meijjs, P

(21)

特表2002-517354

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

 Int. Appl. No.  
PCT/DE 99/00939

C. (Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category	Excerpt of document, with indication where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim no.
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 098, no. 008, 30 June 1998 (1998-06-30) - & JP 10 076926 A (AISIN SEIKI CO LTD), 24 March 1998 (1998-03-24) abstract; figures	1, 3
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 098, no. 008, 30 June 1998 (1998-06-30) - & JP 10 081223 A (UNISIA JECS CORP), 31 March 1998 (1998-03-31) abstract	1
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 017, no. 144 (H-1386), 23 March 1993 (1993-03-23) - & JP 04 317846 A (SUNITOMO ELECTRIC IND LTD), 9 November 1992 (1992-11-09) abstract; figure 2	1

Form PCT/ISAR/25 (with annexes) as amended by 1999/1

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on parent family members

Enter parent Application No.  
PCT/DE 99/00939

Patent document cited in search report	Publication date	Parent family member(s)	Publication date
DE 19501780 A	25-07-1996	FR 2729626 A GB 2297134 A, B JP 8230634 A US 5727852 A	26-07-1996 24-07-1996 10-09-1996 17-03-1998
US 5529466 A	25-06-1996	NONE	
US 5435637 A	25-07-1995	JP 6127363 A DE 4334915 A GB 2271616 A, B	10-05-1994 11-05-1994 20-04-1994
JP 10076926 A	24-03-1998	NONE	
JP 10081223 A	31-03-1998	DE 19730750 A	12-02-1998
JP 04317846 A	09-11-1992	NONE	

## フロントページの続き

- (72)発明者 ハーディー ハース  
ドイツ連邦共和国 マルクグレーニンゲン  
フリーダーヴェーク 17
- (72)発明者 ステファヌ シュミット  
フランス国 ブリー リュ ド ナバタン  
23
- (72)発明者 ヘルベルト フォラート  
ドイツ連邦共和国 ラウフェン/ネッカー  
ゲルナーシュトラッセ 71
- (72)発明者 アンドレアス レビッヒ  
ドイツ連邦共和国 レオンベルク ヴィル  
ヘルムシュトラッセ 43

Fターム(参考) 3D046 B628 B629 CC02 DD02-EE01  
FF03 HH02 HH16 HH36 LL05  
LL08 LL23 LL37